

采用动态载荷修正的汽轮发电机轴系 动力学敏感性分析

文思果¹, 陈九如², 冀大伟², 陈钢², 李浦¹, 袁奇¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 上海电气电站设备有限公司上海汽轮机厂, 310016, 上海)

摘要: 针对汽轮发电机轴系多转子连接形式及复杂支承边界下的转子动态响应机理尚不明晰的问题,提出了一种动态载荷修正方法,并开展轴系不平衡响应计算,分析了轴承参数与联轴器附加质量参数耦合作用下的轴系动力学特性参数敏感性。构建了轴系响应与支承动态载荷之间的迭代求解流程,以此求解转子-轴承耦合作用下的转子动力学特性。以某工业汽轮发电机轴系为研究对象,开展轴系不平衡响应计算与分析。通过对比机组实际运行数据对所提方法进行了验证,结果表明:在保证计算效率的同时,该方法能够准确预测转子响应;二阶临界转速的计算结果与试验结果相对误差为 0.39%,较传统方法降低了 5.44%,验证了所提方法的有效性。研究结果表明,轴承载荷与间隙主要影响轴系一阶临界转速及系统稳定性,而联轴器质量对二阶临界转速与系统稳定性影响更为显著。该研究可为轴系动力学分析与优化提供一种有效的计算模型与分析手段。

关键词: 汽轮发电机轴系;动态载荷修正;参数敏感性;系统稳定性;联轴器质量

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202609018 **文章编号:** 0253-987X(2026)09-0187-10

Dynamic Sensitivity Analysis of Turbine-Generator Shaft Train Based on Dynamic Load Correction

WEN Siguo¹, CHEN Jiuru², JI Dawei², CHEN Gang², LI Pu¹, YUAN Qi¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shanghai Steam Turbine Factory, Shanghai Electric Power Plant Equipment Co., Ltd., Shanghai 310016, China)

Abstract: To address the complex coupling of dynamic loads in turbine-generator shaft trains under multi-rotor and support boundary conditions, a dynamic load correction method for turbine-generator shaft trains is proposed. An iterative solution procedure between the shaft-system response and the dynamic support loads is established, in which continuously varying loads are decomposed into multiple steady-state iterative processes to approximate a time-domain solution. An industrial turbine-generator shaft train is taken as the research object, and unbalance response calculations and analyses are performed. The sensitivity of the shaft-system dynamic characteristics under the coupled effects of bearing parameters and additional coupling mass is also investigated. The proposed method is validated by comparison with actual operating data of the unit. The results show that the rotor response can be accurately predicted while computational

收稿日期: 2025-10-30。 作者简介: 文思果(2002—),男,博士生;李浦(通信作者),男,副研究员,博士生导师。 基金

项目: 国家自然科学基金资助项目(12372058)。

网络出版时间: 2026-06-24

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20260624.1137.005>

efficiency is maintained, and the relative error between the calculated and experimental values of the second critical speed is only 0.39%, and the error is reduced by 5.44% compared with the traditional method, which verifies the effective-ness of the proposed method. It is shown by the sensitivity analysis of the coupling and bearing parameters that bearing load and clearance mainly affect the first critical speed and stability of the shaft train, whereas coupling mass has a more significant influence on the second critical speed and stability. An effective computational model and method for shaft-train dynamic analysis and optimization are provided by this study.

Keywords: turbine-generator shaft train; dynamic load correction; parameter sensitivity; system stability; coupling mass

新型电力系统对机组深度调峰、灵活运行提出严苛要求,汽轮发电机轴系需适应快速启停、变负荷等复杂工况,其在复杂边界下的安全稳定运行尤为关键。因此,亟需开展多边界耦合下转子轴系动力学响应规律研究^[1-3]。

轴承和联轴器是转子轴系的关键支撑和连接部件,其结构和载荷参数对轴系动态响应具有重要影响^[4-5]。因此分析轴承、联轴器参数对系统动态特性的影响规律,得到关键敏感性参数具有重要工程价值。

目前,轴系动力学分析大多基于确定性方法,通过测量得到连接结构的等效转子动力学参数进行分析。何江南等开展了某台 660 MW 超超临界汽轮发电机组轴系的动力学分析^[6]。陈丹等对某台二次再热汽轮发电机组轴系的振动特性进行分析^[7]。武文泰利用有限元方法分析了某超超临界 660 MW 机组轴系横向动力学特性^[8]。机组运行与参数测量过程中,转子与连接结构存在动态相互作用,支承转子-支承全域耦合效应无法简化忽略。

普遍存在的参数不确定性影响会导致计算动态特性与真实特性存在偏差,甚至可能偏离初始设计。因此有必要考虑参数不确定性因素带来的影响^[9-11]。在运行过程中,制造误差、几何变形、结构退化等因素会引起结构几何参数不确定性^[12];载荷参数的波动也会引入不确定性^[13]。机理认知、设备操作和方法使用等主观因素干扰也会造成结果的不确定性。美国机械工程师协会(ASME)和美国航空航天学会(AIAA)等国际专业机构开展了关于叶轮机械不确定性分析和优化设计的研究项目^[14]。许本胜开展了转子动平衡和装配工艺的不确定性研究^[15];刘彦旭考虑了转子建模质量、刚度和阻尼矩阵构建的不确定性,分析了转子动力学特性^[16];Fu等考虑弹性支承参数不确定性对悬臂转子的动态响应影响^[17];Moustafa等通过区间分析和蒙特卡罗

模拟,考虑轴承刚度和阻尼参数对转子系统的稳定性的影响^[18];Tyminski等考虑轴承的径向间隙和随温度变化的油黏度对转子轴承系统动力特性影响^[19];Ramos等分析轴承系数的不确定性对系统的一阶固有频率和转子轨迹的不确定性^[20]。

本文提出了一种动态载荷修正方法,考虑了轴系转子系统与轴承之间的载荷相互作用,利用迭代计算的方法,求解出动态载荷作用下的汽轮发电机轴系的响应。并通过对实际运行数据对比,验证了所提方法的有效性。试验结果表明,本文提出的动态载荷修正方法在转子可获得更加准确的各阶次临界转速,并且计算效率高。基于动态载荷修正方法开展了系统参数敏感性分析,得到了系统动态特性和稳定性的敏感性参数。

1 动态载荷修正方法

转子轴系在升速过程中,转子振动会改变轴承支承反力,进而影响轴承承载特性,造成支承刚度和阻尼的变化。鉴于瞬态分析计算耗时较长,本文提出一种新的载荷迭代更新求解方法,用于动态载荷作用下的轴系响应求解。

以典型的轴系-轴承系统为例,系统运动方程的标准形式^[21]为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{C}_s + \mathbf{C}_b)\dot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{K}_s + \mathbf{K}_b)\mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}_s$ 、 $\mathbf{C}_b$ 、 $\mathbf{K}_s$ 、 $\mathbf{K}_b$ 、 $\mathbf{F}(t)$ 分别为全局质量矩阵、系统阻尼矩阵、轴承阻尼矩阵、系统刚度矩阵、轴承刚度矩阵和外力向量; $\mathbf{q}(t)$ 为位移向量。

常规的不平衡响应分析定义转子与轴承中心是相对不变的。如图1(a)所示,轴承中心 O_b 、轴瓦中心 O_T 和轴颈中心 O_R 保持固定,轴承对转子的力学作用等效为恒定动力学参数。然而,在转子运行过程中,由外部激励带来的转子振动会造成轴颈中心 O_R

的改变,产生新的偏心运动轨迹,如图1(b)所示, O_R 为第 τ 时刻的轴颈中心。转子的不平衡振动会给支

承轴承带来额外的动态载荷,造成轴承的等效动力学参数发生改变。

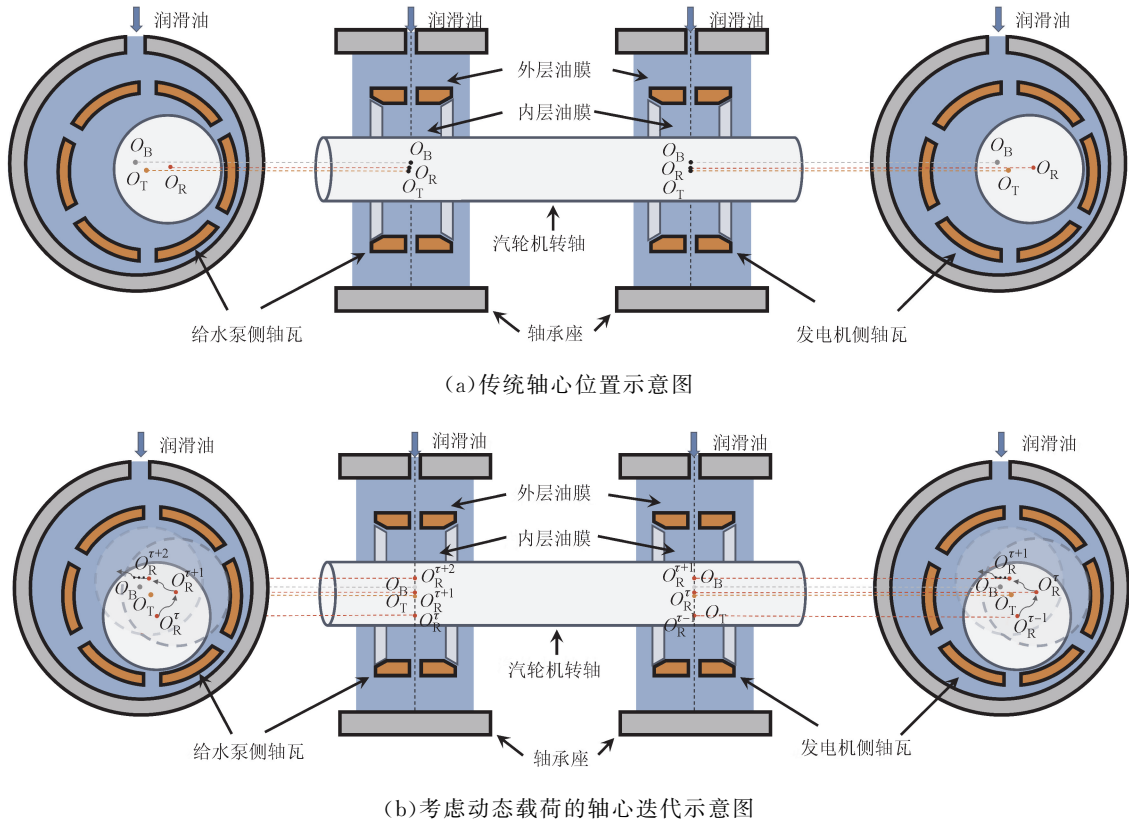


图1 动态载荷修正方法轴心轨迹对比示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the rotor axis trajectory with dynamic load correction

考虑轴承刚度和阻尼系数的动态变化,式(1)改写为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{C}_b\dot{\mathbf{q}}(t) - \mathbf{K}_b\mathbf{q}(t) \quad (2)$$

由于时间项作用,直接求解式(2)需要复杂的矩阵运算和求解算法,且响应计算需要考虑多个频率的激振力作用,需要耗费大量时间。因此,提出一种动态载荷修正方法,具体步骤如下。

(1)在给定的第 i 个转频下,当迭代次数 n 为0时,轴承刚度 $\mathbf{K}_b^n$ 、 $\mathbf{C}_b^n$ 可通过支承载荷求得。当 $n \geq 1$ 时,进一步考虑轴颈振动 Δq_j^n 带来的轴承的额外支承载荷 ΔF_i^n ,表达式如下

$$\Delta F_i^n = \mathbf{K}_b \Delta q_j^n + \mathbf{C}_b \Delta \dot{q}_j^n \quad (3)$$

其中 $\Delta q_j^n = q_j^n - q_j^{n-1}$, $\Delta \dot{q}_j^n = \dot{q}_j^n - \dot{q}_j^{n-1}$ 。

(2)构建不同载荷取值的轴承支承刚度和阻尼表格,通过查表法可以得到第 $n+1$ 次轴承支承刚度 $\mathbf{K}_b^{n+1}$ 和支承阻尼 $\mathbf{C}_b^{n+1}$ 。

系统动力学方程的迭代求解表达式为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}^{n+1} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}^{n+1} + \mathbf{K}\mathbf{q}^{n+1} = \mathbf{F} + \Delta \mathbf{F}_i^n - \mathbf{C}_b^{n+1}\dot{\mathbf{q}}^{n+1} - \mathbf{K}_b^{n+1}\mathbf{q}^{n+1} \quad (4)$$

(3)由于转子系统在动态载荷作用下最终会实现稳态运行,因此迭代求解的收敛条件依据轴颈响应进行判断,判断条件如下

$$\text{abs}(q_j^{n+1} - q_j^n) < \tau \quad (5)$$

式中: τ 设定的收敛容差,不同频率的激振设定为轴颈初始响应幅值的1%。动态载荷修正方法流程图如图2所示。

2 轴系响应计算

本文研究对象为背压抽汽汽轮机(BEST),机组以主机抽汽为汽源驱动发电机。给水泵和发电机分布在汽轮机的两侧。转子之间通过1号、2号联轴器进行连接,主要转子通过轴承进行支承(1号~4号),汽轮发电机组轴系结构如图3所示。转子间采用膜片联轴器连接,支承轴承为可倾瓦轴承, $\mathbf{K}_{b,g}$ 、 $\mathbf{C}_{b,g}$ 分别表示 g 号轴承的支承刚度与阻尼, $g = 1 \sim 4$ 。

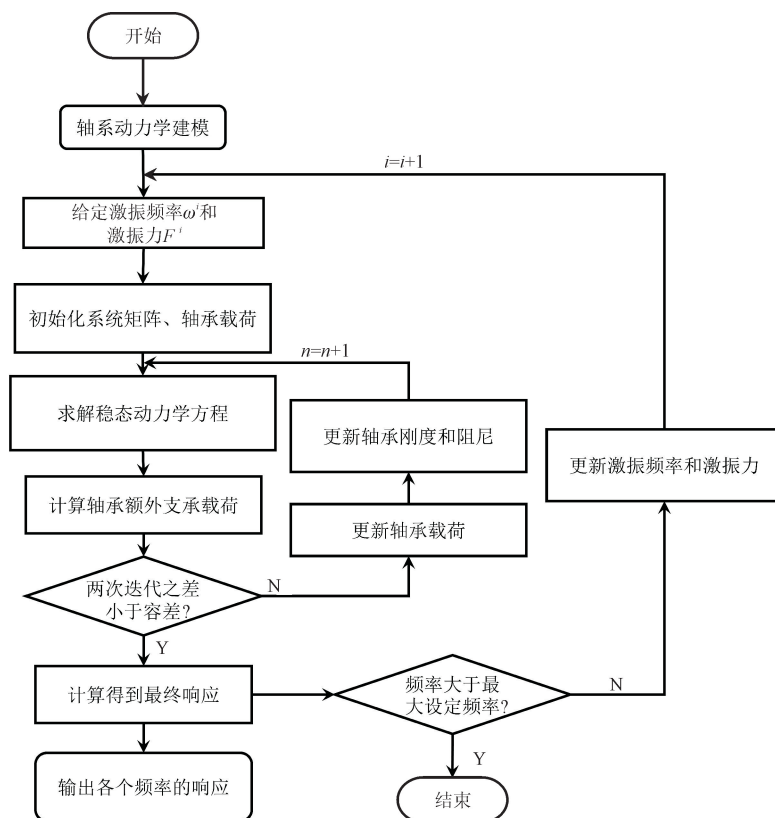


图 2 动态载荷修正迭代方法流程

Fig. 2 Dynamic load correction iterative method process

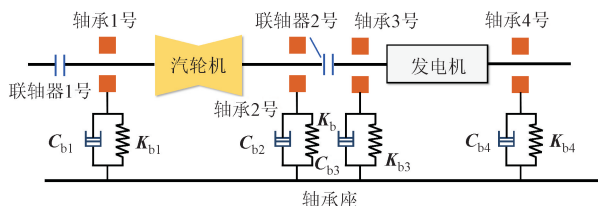


图 3 汽轮发电机组轴系布置示意图

Fig. 3 Schematic diagram of turbine-generator shaft train

2.2 轴系建模

本文采用工程常用一维梁单元模型开展计算。图 4 和图 5 为计算中采用的离散汽轮机转子和发电机转子模型。按照 API 标准在不平衡面 (UP) 上添加对应的不平衡量。本研究分别在对应位置 (UP1-UP4) 添加不平衡量以计算转子动态响应。

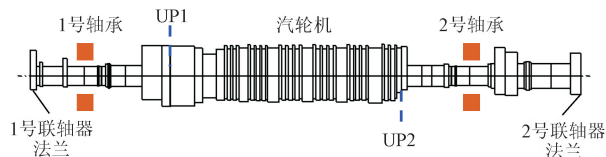


图 4 汽轮机转子离散梁单元模型

Fig. 4 Turbine rotor discrete beam model

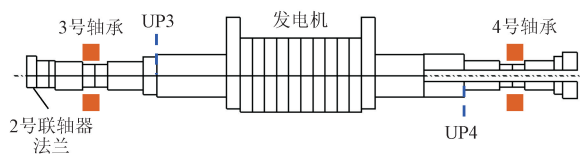


图 5 发电机转子离散梁单元模型

Fig. 5 Generator rotor discrete beam model

2.3 轴系动态响应及验证

本研究以某给水泵汽轮发电机轴系为研究对象, 试验数据通过提取现场运行结果获得。试验中缓慢开启进汽阀, 驱动给水泵汽轮机由静止升速至 $5\,079.92\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 轴系振动幅值超出机组报警阈值, 随即降速运行。运行数据如图 6 所示。由图 6 可

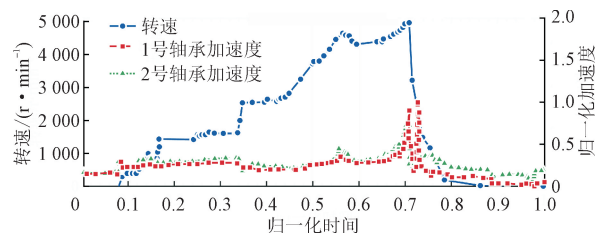


图 6 机组升速全过程实测振动数据

Fig. 6 Measured vibration data during the entire speed-up process of the unit

知,机组转速在 $2\,139\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $5\,079.92\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时出现了振动峰值。结合现场实测 Bode 图判别机组一阶临界转速为 $2\,139\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 二阶临界转速为 $5\,079.92\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。1 号轴承和 2 号轴承处可倾瓦轴承载荷和初始载荷分别为 F_b 、 F_{b0} , 预载荷率通过装配间隙测量进一步计算得出。

不同载荷作用下,计算轴承的刚度和阻尼随转速的变化。选择的载荷范围为初始载荷的 $0.9\sim 1.1$ 倍。图 7 展示了不同载荷下的刚度随转速的变化。由图 7 可知,轴承的刚度随着转速的变化呈现减小的趋势。在设计的取值范围内,轴承刚度随着载荷的增大而增大,轴承刚度量级为 $10^8\sim 10^9\text{ N/m}$ 。

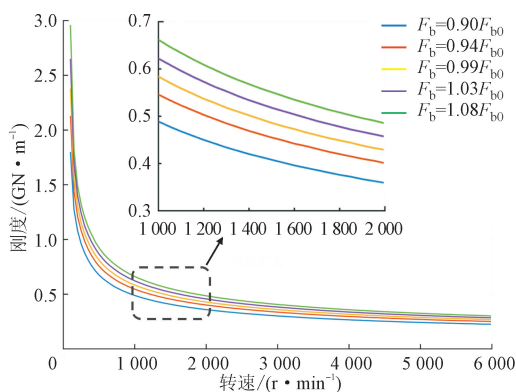


图 7 不同载荷下轴承的刚度随转速的变化

Fig. 7 Curves of stiffness variation with rotational speed under different loads

图 8 展示了不同载荷下的阻尼随转速的变化。由图 8 可知,轴承阻尼随着转速的变化呈现减小的趋势。在设计的取值范围内,轴承阻尼随着载荷的增大而增大,轴承阻尼量级为 $10^6\sim 10^7\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 。

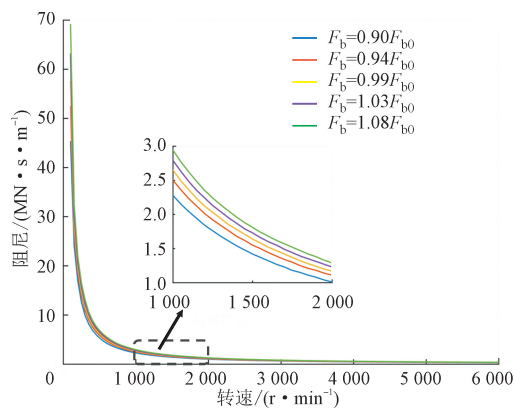


图 8 不同载荷下轴承阻尼随转速的变化

Fig. 8 Curves of damping variation with rotational speed under different loads

动态载荷修正方法在各个转速下迭代求解的次数如图 9 所示。转速范围为 $100\sim 6\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 迭代的转速间隔为 $50\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。由图 9 可知,动态载荷修正方法单次转速最大迭代次数为 5,并且仅有 9 个转速出现。迭代次数的众数为 3,平均迭代次数为 3.57。由此可知,该迭代方法计算效率优异,相较于全瞬态仿真具备更强的工程适用性。

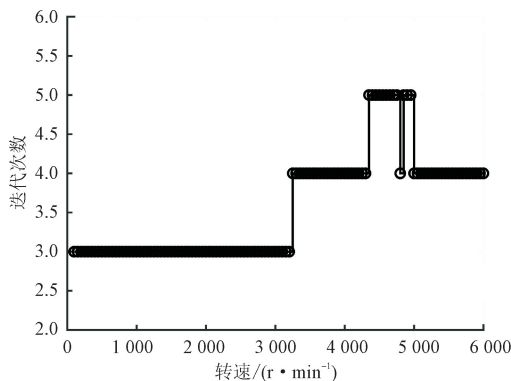


图 9 全转速区间迭代求解次数

Fig. 9 Number of iterations for solving in the entire speed range

通过对比传统不平衡响应计算方法,动态载荷修正方法计算得到的响应曲线与试验所得前二阶临界转速,以此验证所提方法的有效性和准确性。动态载荷修正方法添加一阶不平衡量,选择的激振位置沿转子轴向分布,依次为左端部、距左端 $1/4$ 长度处、中点、距左端 $3/4$ 长度处、右端部,分别定义为 $P_1\sim P_5$ 。图 10 和图 11 展示了 1 号轴承和 2 号轴承的不平衡响应。由图 10 可知,在不同的激励位置,动态载荷修正方法保持了与常规方法相同的趋势,这表明计算保持了良好的物理意义。此外,使用动态载荷修正方法和常规方法计算得到的一阶临界转速均为 $2\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,与实际测量误差仅为 1.82% ,符合误差精度要求。常规方法计算得到的二阶临界转速均为 $4\,800\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,误差为 5.83% 。使用动态载荷修正方法得到的二阶临界转速均为 $5\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,与试验测量结果的相对误差为 0.39% 。

由图 11 可知,动态载荷修正方法保持与常规方法相同趋势的同时,一阶临界转速计算也保持一致且与试验结果吻合较好。相比之下,在除汽轮机跨内中心处的激励位置外,其他的激励位置均有效地提取了汽轮机的二阶临界转速,均为 $5\,100\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$,试验相对误差为 0.39% 。

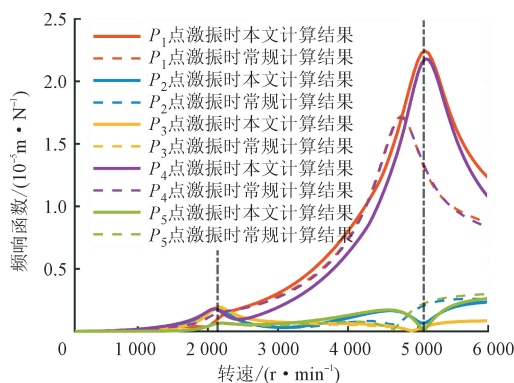


图 10 1号轴承的频响函数随转速的变化

Fig. 10 Frequency response function of Bearing No. 1 changes with the variation of rotational speed

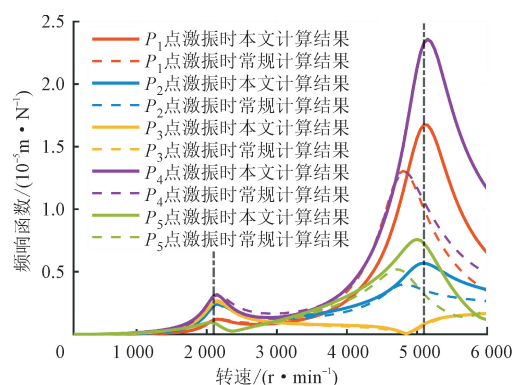


图 11 2号轴承的频响函数随转速的变化

Fig. 11 Frequency response function of Bearing No. 2 changes with the variation of rotational speed

3 参数敏感性分析

基于前文所提出的动态载荷修正方法,进一步探讨轴承和联轴器参数对转子轴系动态特性的影响规律。

3.1 分析参数与取值区间

旋转的轴颈与轴瓦内表面之间产生相对运动,使介于楔形间隙间的油膜产生压力,通过雷诺方程来描述油膜的动态压力^[22],其表达式为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial \varphi} + 12\mu(V_y \cos \varphi + V_x \sin \varphi) \quad (6)$$

式中: r 为轴颈半径; h 为油膜厚度; μ 为润滑油动力黏度; p 为油膜压力; ω 为转动圆频率; V_x 、 V_y 分别为轴颈中心沿 x 、 y 方向的挤压速度; φ 为沿轴承圆周方向的展开角。

柔性可倾瓦轴承在沿周向任意一点 φ 处,油膜厚度 h 的表达式^[23-24]为

$$h = c + e \cos(\alpha - \theta) + (\xi - lc) \cos(\alpha - \phi_w) + (\eta - r\delta_w) \sin(\alpha - \phi_w) \quad (7)$$

式中: c 为轴承间隙; e 为轴颈中心与轴承中心的偏心距; α 为自 y 轴起始的旋转角; θ 为轴承的偏位角; ξ 为瓦块的径向位移; l 为预载荷率; ϕ_w 为第 w 块瓦的支点位置角; η 为瓦块的切向位移; δ_w 为第 w 块瓦绕支点的摆角。

预载荷率 l 的计算式如下

$$l = (c - c')/c \quad (9)$$

式中: c' 为装配间隙。

可倾瓦轴承所提供的动态油膜力受到轴颈扰动和瓦块摆角的共同作用。在小扰动作用下,可倾瓦轴承的全部动态油膜力增量可视作瓦块保持平衡位置时轴颈扰动、轴颈保持平衡位置时瓦块的平动扰动和轴颈位置不变时瓦块绕自身圆弧中心的旋转扰动。经由大量的实践证明,在小扰动作用下,瓦块绕自身圆弧中心的旋转扰动动态油膜力可作为高阶小量去除,即可求得绝对坐标系下的折合油膜刚度系数和阻尼系数^[25]。

本文分析结构为 1、2 号轴承和 1 号联轴器。设计的输入参数包括 c 、 l 、轴承载荷 F_b 、联轴器质量 m_c 、转动惯量 I_c 和跨度 L 。质量与转动惯量特指在离散化后联轴器在汽轮机端的部分。图 12 展示了设计输入参数的示意图。设计输入参数的样本取值空间如表 1 所示, R 为轴承半径, Ω 为转速。轴承参数的选取空间按照设计值的 $\pm 30\%$ 进行采样,联轴器参数按照设计值的 $\pm 50\%$ 进行采样。

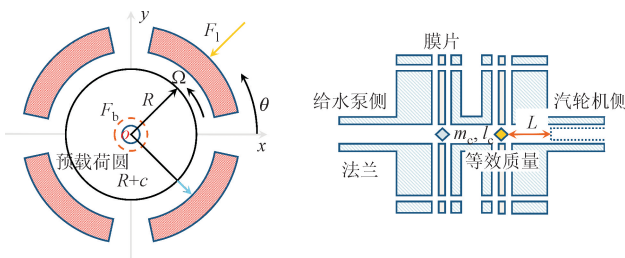


图 12 关键输入结构参数示意图

Fig. 12 Schematic diagram of key input structural parameters

表 1 模型输入参数的采样区间

Table 1 Sampling interval of the model input parameters

参数	取值范围
轴承间隙 c/mm	0.32~0.50
轴承预载荷率 l	0~0.06
轴承载荷 F_b/N	28 800~35 200
联轴器质量 m_c/kg	63.75~191.25
联轴器转动惯量 $I_c/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	3.75~11.25
跨度 L/m	0~0.064

轴系振动特性分析常需要对轴系弯曲振动的临界转速、轴系稳定性进行计算。因此,为了全面地评估设计输入对轴系基础动力学特性和稳定性的影响。需要对汽轮机临界转速、对数衰减率进行分析。根据轴系运行转速和现场运行需求等设计要求,弯曲振动的设计输出为汽轮机前两阶临界转速、对数衰减率。

3.2 轴系动力学特性参数敏感性分析

对于所研究的轴系机组,由于流体动力轴承阻抗、载荷和稳定性会随设计参数非线性变化,因此无法使用简单的线性拟合来分析参数的敏感性。Sobol 全局灵敏度分析方法具备与模型无关、可精确量化交互效应、结果直观等优势,适用于对复杂模型进行参数重要性排序^[26]。

本研究基于 Sobol 方法设计 2 048 组输入参数采样组,通过计算模型计算得到输出目标参数。图 13、图 14 分别展示了输入参数对汽轮机一阶、二阶临界转速取值的敏感性。按照总效应指数 S_T 的大小进行重要性排序。由图 13 可知, F_b 的影响对于汽轮机一阶临界转速取值的直接影响是最大的,其一阶效应指数 S_i 为 0.87,总效应指数为 0.88。 c 影响次之,其一阶效应指数为 0.11,总效应指数为 0.11。两种参数主要表现为直接影响,交互影响较小,其余参数的影响相对较小。

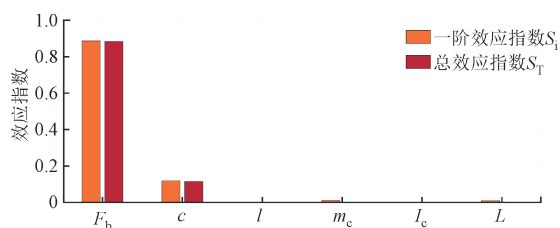


图 13 汽轮机一阶临界转速取值的参数敏感性

Fig. 13 Parameter sensitivity of the first-order critical speed value of the turbine

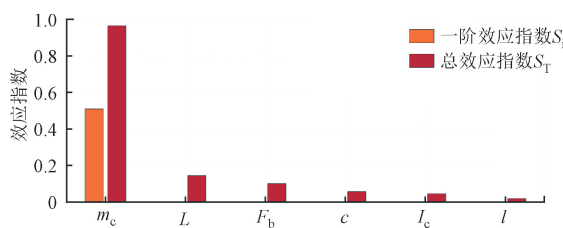
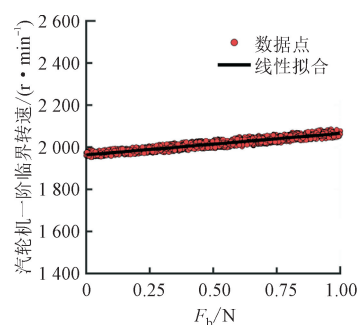


图 14 汽轮机二阶临界转速取值的参数敏感性

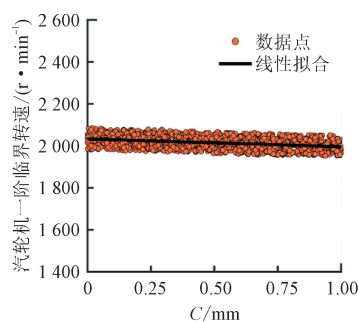
Fig. 14 Parameter sensitivity of the second-order critical speed value of the turbine

由图 14 可知, F_b 对汽轮机二阶临界转速有较明显的直接效应和一定程度的交互影响。 m_c 单独一阶效应指数偏低,但总效应指数显著增大,说明其与轴承载荷、间隙存在强耦合交互作用,对转子轴系产生较强的间接影响。按照总效应指数进行排名,分别是 L 、 c 、 l_c 和 l 。

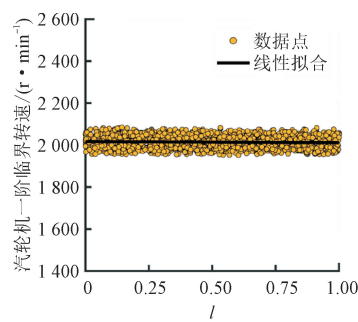
敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机一、二阶临界转速取值的相关性拟合分别如图 15、16 所示。由图 15、16 可知, F_b 升高时轴承刚度同步提升,汽轮机转子一、二阶临界转速的取值也增大。 m_c 主要影响对于汽轮机二阶临界转速的取值。



(a) 轴承载荷



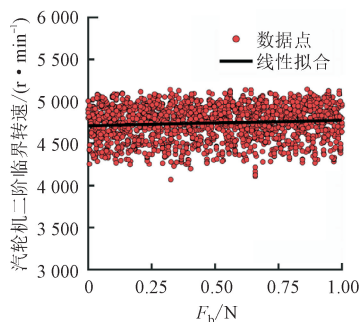
(b) 轴承间隙



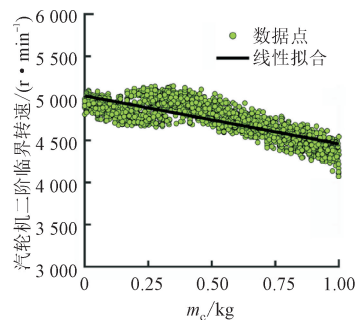
(c) 轴承预载荷率

图 15 敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机一阶临界转速的拟合曲线

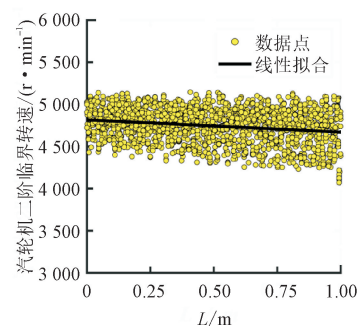
Fig. 15 Top 3 sensitive input parameters for the fitting curve of the first-order critical speed of the turbine



(a) 轴承载荷



(b) 联轴器质量



(c) 联轴器跨距

图 16 敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机二阶临界转速的拟合曲线

Fig. 16 Top 3 sensitive input parameters for the fitting curve of the second-order critical speed of the turbine

3.3 轴系稳定性参数敏感性分析

进一步分析各参数对于系统稳定性的影响。图 17 展示了输入参数对汽轮机一阶临界转速对数衰减率的敏感性。由图 17 可知,在拟定的参数范围内, c 对于汽轮机一阶稳定性的影响最大,其一阶效应指数为 0.50,总效应指数为 0.50。 F_b 对其的影响次之,其一阶效应指数为 0.48,总效应指数为 0.48。此外, m_c 和 l 均表现为较强的直接影响。

图 18 展示了输入参数对汽轮机二阶临界转速的对数衰减率的敏感性。由图 18 可知,在拟定的参数中, m_c 对汽轮机二阶临界转速的对数衰减率的影响最大,其一阶效应指数为 0.73,总效应指数为 0.78,

具有较强的直接影响和一定的交互影响作用。 c 和 F_b 有一定的直接影响, L 、 l 和 I_c 的影响相对较小。

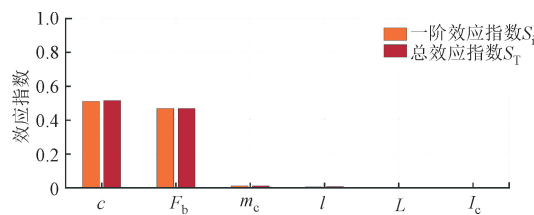


图 17 汽轮机一阶临界转速对数衰减率的参数敏感性

Fig. 17 Parameter sensitivity of the first-order critical speed logarithmic decrement of the steam turbine

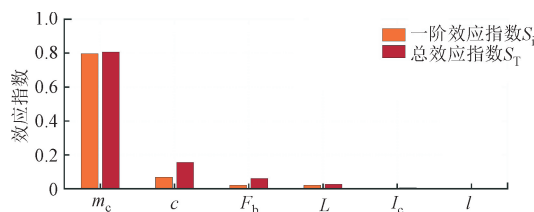
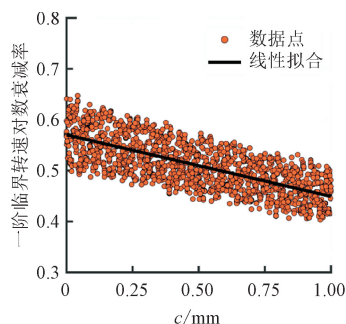


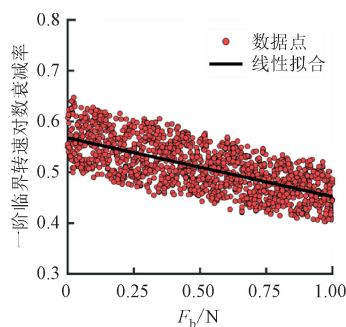
图 18 汽轮机二阶临界转速对数衰减率的参数敏感性

Fig. 18 Parameter sensitivity of the second-order critical speed logarithmic decrement of the steam turbine

敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机一、二阶临界转速对数衰减率的相关性拟合分别如图 19、图 20 所示。由图 19、图 20 可知, F_b 和 c 主要影响汽轮机一阶临界转速的稳定性,而 m_c 对于汽轮机二阶临界转速的影响是最大的。



(a) 轴承间隙



(b) 轴承载荷

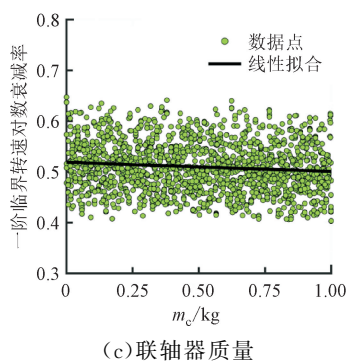


图 19 敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机一阶临界转速对数衰减率的拟合曲线

Fig. 19 Top 3 sensitive input parameters for the fitting curve of the first-order critical speed logarithmic decrement of the turbine

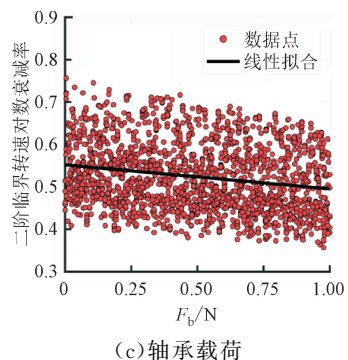
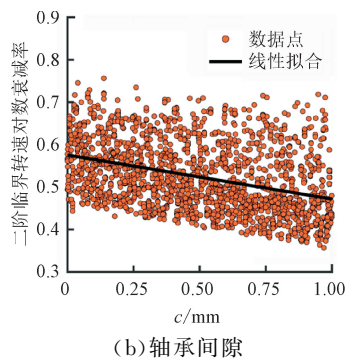
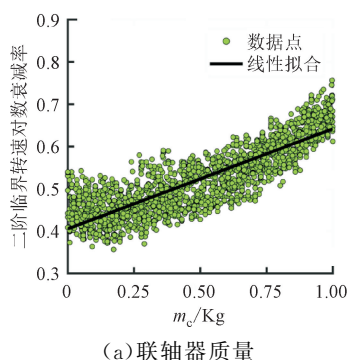


图 20 敏感性排名前 3 的输入参数对汽轮机二阶临界转速对数衰减率的拟合曲线

Fig. 20 Top 3 sensitive input parameters for the fitting curve of the second-order critical speed logarithmic decrement of the turbine

4 结 论

本文考虑动态载荷对系统动态特性的影响,提出了一种动态载荷修正方法。考虑了轴系转子系统与轴承之间的载荷相互作用,求解出动态载荷作用下的汽轮发电机轴系的响应。并验证了方法的有效性和高效性,进一步开展了系统参数敏感性分析,主要结论如下。

(1) 提出了一种动态载荷修正方法,考虑了转子-轴承耦合振动造成支承刚度和阻尼的动态变化,构建了转子响应与轴承特性的循环迭代求解流程,兼顾计算精度与求解效率。

(2) 基于机组实际运行数据,通过对比试验结果和常规计算结果,结果表明,由于考虑转子与轴承系统之间的相互影响,动态载荷修正方法可以有效地提取轴系的动力学特性,与试验所测的一、二阶临界转速相对误差分别为 1.82% 和 0.39%,且计算效率高,可为复杂工况下的转子系统动力学分析提供一种新的计算方法。

(3) 开展了轴承参数和联轴器参数对于系统动态响应和稳定性的敏感性分析。结果表明轴承载荷和间隙对汽轮机一阶临界转速和稳定性影响较大。联轴器质量和跨距对汽轮机二阶临界转速和稳定性影响较大。针对给水泵-汽轮机-发电机轴系优化问题,可通过合理调整联轴器质量,有效提升机组运行稳定性并优化临界转速调频,为轴系结构与参数匹配提供参考。

参考文献:

- [1] Childs D. Turbomachinery rotordynamics: phenomena, modeling, and analysis [M]. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1993.
- [2] 袁奇, 李浦. 燃气轮机拉杆转子结构动力学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2021.
- [3] Chasalevris A, Gavalas I, Sawicki J T. Optimal bearing configuration selection for power generation shaft-trains: a linear and nonlinear dynamics approach [J]. Journal of Sound and Vibration, 2025, 599: 118907.
- [4] Chasalevris A, Dohnal F. Improving stability and operation of turbine rotors using adjustable journal bearings [J]. Tribology International, 2016, 104: 369-382.
- [5] 何国安, 张学延, 张卫军. 汽轮发电机组轴系振动研究进展及趋势 [J]. 热力发电, 2016, 45(11): 1-4.
He Guoan, Zhang Xueyan, Zhang Weijun. Research status and development trends of turbo-generator shaft

- system vibration [J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(11): 1-4.
- [6] 何江南, 杨灵, 陈洪炼, 等. 660MW 超超临界汽轮发电机组轴系动力学特性研究 [J]. 东方电气评论, 2023, 37(3): 45-49.
- He Jiangnan, Yang Ling, Chen Honglian, et al. Study on shafting dynamic characteristics of 660 MW ultra-supercritical turbine-generator unit [J]. Dongfang Electric Review, 2023, 37(3): 45-49.
- [7] 陈丹, 高进, 文圆圆, 等. 660 MW 超超临界二次再热汽轮发电机组轴系振动特性分析 [J]. 东方汽轮机, 2017(3): 6-9.
- Chen Dan, Gao Jin, Wen Yuanyuan, et al. Shafting vibration characteristic analysis of 660 MW ultra supercritical steam turbine unit with double reheat cycle [J]. Dongfang Turbine, 2017(3): 6-9.
- [8] 武文泰. 超超临界汽轮发电机轴系动力学研究及应用 [J]. 自动化应用, 2024, 65(20): 99-101.
- Wu Wentai. Study and application of ultra-supercritical turbogenerator shafting dynamics [J]. Automation Application, 2024, 65(20): 99-101.
- [9] 邹正平, 陈永超, 姚李超, 等. 多源不确定性对涡轮部件气动与换热性能影响的研究进展 [J]. 推进技术, 2025, 46(10): 1-44.
- Zou Zhengping, Chen Yongchao, Yao Lichao, et al. A review of impact of multi-source uncertainties on aerodynamic and heat transfer performance of turbine [J]. Journal of Propulsion Technology, 2025, 46(10): 1-44.
- [10] 张勇, 卢璋. 跨临界柔性转子系统动力学敏感性分析与验证 [J]. 机械设计, 2026, 43(3): 8-14.
- Zhang Yong, Lu Zhang. Analysis and verification of dynamic sensitivity of transcritical flexible rotor system [J]. Journal of Machine Design, 2026, 43(3): 8-14.
- [11] 段入柯, 何家祥, 李茂义. 基于有限元模型的转子动力学参数敏感性研究 [J]. 弹箭与制导学报, 2025, 45(6): 1016-1022.
- Duan Ruke, He Jiaxiang, Li Maoyi. Parameters sensitivity study of rotor dynamics based on finite element model [J]. Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance, 2025, 45(6): 1016-1022.
- [12] Wang Junying, Zheng Xinqian. Review of geometric uncertainty quantification in gas turbines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(7): 070801.
- [13] 李军, 栗智宇, 李志刚, 等. 燃烧室和涡轮相互作用下高压涡轮级气热性能研究进展 [J]. 航空学报, 2021, 42(3): 136-161.
- Li Jun, Li Zhiyu, Li Zhigang, et al. Aerothermal performance of high pressure turbine stage with combustor-turbine interactions: review [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42(3): 136-161.
- [14] Liu Yiming, Ju Yaping, Qin Ruihong, et al. Collaborative robust design optimization of blade geometry and manufacturing tolerance for a transonic centrifugal impeller [J]. Journal of Turbomachinery, 2023, 145(7): 071001.
- [15] 许本胜. 转子系统动力学响应的不确定性分析及稳健优化设计 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2023.
- [16] 刘彦旭. 模型不确定转子系统建模方法及其动力学特性研究 [D]. 郑州: 河南工业大学, 2024.
- [17] Fu Chao, Ren Xingmin, Yang Yongfeng, et al. Dynamic response analysis of an overhung rotor with interval uncertainties [J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 89(3): 2115-2124.
- [18] Moustafa K A F, El-Awady H. Interval rotor-bearing systems stability via Monte Carlo simulation [J]. International Journal of Modelling and Simulation, 2008, 28(2): 202-208.
- [19] Tyminski N C, Tuckmantel F W S, Cavalca K L, et al. Bayesian inference applied to journal bearing parameter identification [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39(8): 2983-3004.
- [20] Ramos D J, Ferraz A R, Daniel G B, et al. Dynamic analysis of rotating systems considering uncertainties in the bearings' parameters [C]//Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics-IFTOMM. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2019: 460-474.
- [21] D'Alessandro F, Festjens H, Chevallier G, et al. Proper orthogonal decomposition-based surrogate modeling approximation for aeroengines nonlinear unbalance responses [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2024, 146(1): 011013.
- [22] 秦鑫, 冀大伟, 王小静, 等. 主动控制可倾瓦轴承-转子系统动态性能仿真研究 [J]. 工业控制计算机, 2022, 35(4): 100-101.
- Qin Xin, Ji Dawei, Wang Xiaojing, et al. Research on simulation of dynamic performance of active control tilting pad bearing-rotor system [J]. Industrial Control Computer, 2022, 35(4): 100-101.
- [23] 吕延军, 虞烈, 刘恒. 流体动压滑动轴承-转子系统非线性动力特性及稳定性 [J]. 摩擦学学报, 2005, 25(1): 61-66.

(下转第 207 页)

- [23] Béchet Q, Shilton A, Guieysse B. Modeling the effects of light and temperature on algae growth: state of the art and critical assessment for productivity prediction during outdoor cultivation [J]. *Biotechnology Advances*, 2013, 31(8): 1648-1663.
- [24] Price G D, Badger M R, Woodger F J, et al. Advances in understanding the cyanobacterial CO₂-concentrating-mechanism (CCM): functional components, Ci transporters, diversity, genetic regulation and prospects for engineering into plants [J]. *Journal of Experimental Botany*, 2008, 59(7): 1441-1461.
- [25] Knoche W. Chemical reactions of CO₂ in water [C]// *Biophysics and Physiology of Carbon Dioxide*. Berlin, Germany: Springer, 1980: 3-11.
- [26] Lee E, Jalalizadeh M, Zhang Qiong. Growth kinetic models for microalgae cultivation: a review [J]. *Algal Research*, 2015, 12: 497-512.
- [27] Sathinathan P, Parab H M, Yusoff R, et al. Photobioreactor design and parameters essential for algal cultivation using industrial wastewater: a review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2023, 173: 113096.
- [28] Passucci V, Areco M M, Ferraro G, et al. Nitrogen uptake and associated pH changes influence growth and biomass composition in microalgae from a polluted river [J]. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 2025, 22(11): 9807-9824.
- [29] Li-Beisson Y, Thelen J J, Fedosejevs E, et al. The lipid biochemistry of eukaryotic algae [J]. *Progress in Lipid Research*, 2019, 74: 31-68.
- [30] Zienkiewicz K. Lipid composition of cyanobacteria (spec) [M]//Wenk M R. *Encyclopedia of Lipidomics*. Dordrecht, Netherlands: Springer, 2017: 1-4.
- [31] Knothe G. A technical evaluation of biodiesel from vegetable oils vs. algae: will algae-derived biodiesel perform? [J]. *Green Chemistry*, 2011, 13(11): 3048-3065.
- [32] Barabas I, Todorut I A. Biodiesel quality, standards and properties [M]//Montero G, Stoytcheva M. *Biodiesel-Quality, Emissions and By-Products*. London, UK: IntechOpen, 2011: 3-28.

(编辑 武红江)

(上接第 196 页)

- Lü Yanjun, Yu Lie, Liu Heng. Stability and nonlinear dynamic behavior of a hydrodynamic journal bearing-rotor system [J]. *Tribology*, 2005, 25(1): 61-66.
- [24] 朱挺, 陈燕. 汽轮机流体动压滑动轴承的优化设计 [J]. *内燃机与配件*, 2021(12): 13-14.
- Zhu Ting, Chen Yan. Optimization design of steam turbine fluid dynamic sliding bearings [J]. *Internal Combustion Engine & Parts*, 2021(12): 13-14.
- [25] 虞烈, 刘恒, 王为民. 轴承转子系统动力学: 基础篇上册 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2016.
- [26] 林海东, 邓振鸿, 邓旺群, 等. 考虑混合不确定性的转子临界转速的灵敏度快速计算方法 [J]. *厦门大学学报(自然科学版)*, 2025, 64(2): 277-285.
- Lin Haidong, Deng Zhenhong, Deng Wangqun, et al. Rapid sensitivity calculation method for rotor critical speeds considering hybrid uncertainties [J]. *Journal of Xiamen University(Natural Science)*, 2025, 64(2): 277-285.

(编辑 武红江)